

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 61-089132

(43)Date of publication of application : 07.05.1986

(51)Int.Cl.

B60K 41/04
 F02D 29/00
 F02D 41/04
 F16H 5/66
 // F02D 13/02
 F02D 15/04

(21)Application number : 59-211090

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD.

(22)Date of filing : 08.10.1984

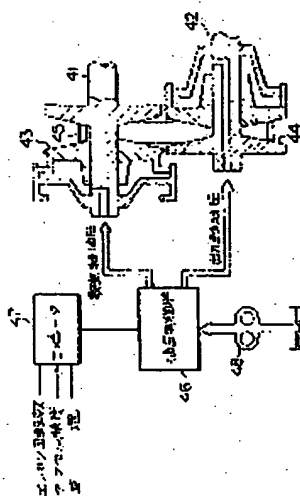
(72)Inventor : NAKAMURA KOUYOU
 OKAMURA KENJI
 SHIMAOKA YOSHIJI

(54) POWER APPARATUS FOR CAR

(57)Abstract:

PURPOSE: To reduce the fuel consumption without deteriorating the acceleration performance in case of perfect opening at low speed by increasing the value obtained by dividing the engine revolution speed by car speed when the stepping-in amount of an accelerator pedal increases.

CONSTITUTION: A driving shaft 41 is connected to the output shaft of an engine, and the output shaft 42 is connected to a driving wheel. The both shafts 41 and 42 are driven by a belt 45 laid between the pulleys 43 and 44 having variable diameter, and each diameter of the pulleys 43 and 44 can be varied according to the oil pressure supplied from a hydraulic control valve 46. A microcomputer 47 mounted onto a car controls the operation of the hydraulic control valve 46 according to the operation state of an engine. In this continuously variable transmission, the value obtained by dividing the revolution speed of the engine by car speed is increased according to the increase of the stepping-in amount of an accelerator pedal.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the
 examiner's decision of rejection or application converted
 registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of
 rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of
 rejection]

[Date of extinction of right]

⑤ 日本国特許庁(JP)

⑥ 特許出願公開

⑦ 公開特許公報(A)

昭61-89132

⑧ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑨ 公開 昭和61年(1986)5月7日

B 60 K 41/04
F 02 D 29/00
41/04
F 16 H 5/68
// F 02 D 13/02
15/04

8108-3D
B-6718-3G
Z-8011-3G
7331-3J
8209-3G
8209-3G

審査請求 未請求 発明の数 1 (全12頁)

⑩ 発明の名称 自動車用動力装置

⑪ 特 願 昭59-211090

⑫ 出 願 昭59(1984)10月8日

⑬ 発 明 者 中 村 光 瑤 横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
⑭ 発 明 者 岡 村 健 次 横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
⑮ 発 明 者 嶋 岡 義 二 横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
⑯ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地
⑰ 代 理 人 弁理士 有我 軍一郎

明 細 書

(従来の技術)

1. 発明の名称

自動車用動力装置

2. 特許請求の範囲

- (1) 吸気弁の開弁時期を遅らせて実効圧縮比に対する見かけの圧縮比を相対的に大きくした自動車用4サイクルガソリンエンジンにおいて、アクセルペダルの踏み量が增大するとエンジン回転数を急速で降した値を増大させる機構を備えたことを特徴とする自動車用動力装置。
- (2) 前記見かけの圧縮比を10~12とすると共に、前記開弁時期を下死点後70°~110°とすることにより実効圧縮比を8.5~9.5とした特許請求の範囲第1項記載の自動車用動力装置。

3. 発明の詳明な説明

(産業上の利用分野)

本発明は自動車用動力装置、詳しくは4サイクルガソリンエンジンと変速機とからなる自動車用動力装置に関する。

一般に、自動車用4サイクルガソリンエンジンにあっては、圧縮比は7~8.5に設定されている。これは燃効率、すなわち燃料消費率(以下、燃費)の向上とノッキングの防止との均衡によるためである。第14図は、このような標準的なガソリンエンジンの燃費性能を示している。すなわち、高トルク条件では燃費は良いがトルクの低下に従って急激に燃費は悪化する特性を有している。この原因は、低トルク条件では絞り弁を開じ吸入負圧を高めて(すなわちマニホールド内の絶対圧を低くして)吸入行程1回当たりの吸入空気量を減少させているため、ポンプ損失が増大すること、及び、低トルク時でも高トルク時に比して摩擦損失はそれほど減少しないため、この摩擦損失の割合が増加すること等にある。

そこで、このポンプ損失を低減するために、従来のよりみかけの圧縮比を10~14に高めて、吸気弁の開弁時期を下死点後70度から90度の範囲に設定したものが提案されている(実開明54-15

8019号公報、特開昭55-69715号公報参照)。これは、いったんシリンダ内に吸入した空気をピストンの上昇(圧縮行程)により吸気ポートへ押し戻すことによりポンプ損失を低減するものである。

(問題点)

しかしながら、このような従来のエンジンでは、一般的なエンジンに比して低速域での軸トルクが低下してしまうという問題点が生じていた。

(解決手段)

そこで、本発明は、吸気弁の開弁時期を遅らせて実効圧縮比に対する見かけの圧縮比を相対的に大きくした自動車用4サイクルガソリンエンジンにおいて、アクセルペダルの踏み量が增大するとエンジン回転数を車速で除した値を増大させる機構を備えた自動車用動力装置を提供するものである。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

から実質的な圧縮が始まることにより生ずる)から、下死点後の40度~80度となる。すなわち、この圧縮開始時のシリンダ容積は、下死点でのシリンダ容積の約70%~90%となっており、従って、当該エンジンにおける実効圧縮比は、上述の見かけの圧縮比の約70%~90%となり約8.5~9.5となる。これは通常の一般的なエンジンの実効圧縮比と略等しい値になる。

また、本実施例における自動車用動力装置にあっては、上記エンジンに連結して無段変速機(CVT)を備えている。この無段変速機には、エンジンの運転条件に応じて変速比を変更できるもので、第4図にその構成を示す。

第4図において、41はエンジンの出力軸に連結された駆動軸(入力軸)であり、42は駆動車軸に連結された出力軸である。これの両軸41、42は、可変径のプーリ43、44に掛け渡したベルト45により駆動されるもので、これらのプーリ43、44の径は油圧制御弁46からの油圧に応じて可変とされる。また、図中47は機関の運転状態に応じて該油圧制

第1図~第9図は、本発明に係る自動車用動力装置の一実施例を示すものである。

本発明に係る自動車用4サイクルガソリンエンジンは、例えば第1図に示すように、そのピストンヘッドを凹状に形成し、キャビティを形成することにより燃焼室のすきま容積を減少させて、見かけの圧縮比を10~12としている。なお、第1図中1は一般的なエンジンのピストンヘッドの概略形状を、同じく2は本実施例のそれを、示している。

また、このエンジンにおいては、吸気弁の開弁時期を、第2図及び第3図に示すように、下死点後70度~110度として、一般的なエンジンのそれ(下死点20度~55度)に比較して遅らせている。第2図及び第3図中細線1は通常のエンジンの開弁時期を、太線2は本実施例のそれを、示している。

従って、本実施例における実質的な圧縮開始時期は、開弁時期と実質的な圧縮開始時期との差(この値はカムプロファイル等により変るが開弁前

開弁46の作動を制御する車載のマイクロコンピュータを、48は送油ポンプをそれぞれ示している。

ここで、この無段変速機では、アクセルペダルの踏み量の増加に従いエンジン回転数を車速で除した値を増大させるように制御される。

次に作用について説明する。

第1図は簡単なモデル計算により通常仕様のエンジンと本実施例仕様のエンジンとの図示仕事を計算して比較したものである。運転条件は、通常仕様の場合軸トルクが較り弁全開時の時1/2となる空気量で、両仕様のエンジンは共に同一空気量、同一燃料量としている。なお、EGR率は共に20%である。また、第5図はこれらのエンジンのP-V線図を示している。図中細線1は通常仕様の場合を、同じく太線2は本実施例仕様の場合を、それぞれ示している。

(以下、本頁余白)

第1表 モデル計算による図示仕事の比較

仕様	圧縮比		図示仕事			圧縮損失		
	$\epsilon_{\text{理論}}$	$\epsilon_{\text{実際}}$	W_p	W_n	W_i	$\epsilon_{\text{理論}}$	$\epsilon_{\text{実際}}$	$\epsilon_{\text{平均}}$
① 通常	9	9	107.0	7.0	100	0.61	12.4	38.5
② 本実施例	12	9	115.6	3.0	112.6	0.61	16.6	52.3
③ 高圧	12	12	116.7	7.2	109.5	0.60	18.2	54.0

また、通常の仕様の場合の図示仕事 W_i を100%として、図示仕事の正の部分 W_p 、負の部分 W_n （即ち、ポンプ損失）をそれぞれ示しているが、本実施例にあっては、正の部分で8.8%の増加し、ポンプ損失で4.0%減少し、合計すれば12.8%の図示仕事の増加となる（図示熱効率の増加）。但し、（図示仕事）＝（正の部分）－（ポンプ損失）である（ $W_i = W_p - W_n$ ）。

これは、本実施例仕様のエンジンにあっては、前述のように、吸気弁の開弁時期を下死点後70度～110度として、実質的な圧縮開始時期を下死点後約40度～80度としている結果、吸入行程でいったんシリンダ内に吸入した空気を、圧縮行程初期

を適正値に保持して圧縮開始時の温度を適正値に維持して良好な安定した燃焼状態を得ると共に、膨張比（見かけの圧縮比に等しい）を上記実効圧縮比より大きくして膨張仕事を増大し、さらに、吸入負圧を低下させてポンプ損失を低減し圧縮圧力を増大させることにより熱効率を向上している。

第6図は、実施したP-V図（対数目盛による）を示す。図中1は通常仕様のエンジンを、2は本実施例による場合を示す。また、第2表はエンジン仕様並びに運転条件を示す。なお、いずれのエンジンにおいてもBGR率は15%である。

（以下、本頁余白）

に少量、吸気マニホールドに押し出すこととなり、シリンダ内の吸入空気の残存量が減少するからである。換言すると、当該エンジンでは吸気をあまり絞らなくても吸入空気圧を少なくできる。すなわち、本実施例に係るエンジンでは、同一吸気量でも一般的エンジンに比してマニホールド内の絶対圧が高く、吸入負圧は発達しないのである。また、実質的な圧縮開始時のシリンダ内圧も高いのである。この結果、ポンプ損失が減少することになる。

また、上述した図示仕事の正の部分 W_p の増加は、圧縮終りの圧力が高まる結果燃焼による圧力上昇が増大すること（即ち、上死点容積の9倍迄膨張する間の仕事が通常仕様の場合の膨張仕事より多いこと）、及び、膨張比の増加（9倍から12倍迄膨張すること）によるものである。

なお、本実施例では実効圧縮比を通常仕様の場合と略同等とした（8.5～9.5）のは、圧縮比が高すぎることにより生ずる過早着火、ノッキング等の異常燃焼を防止するためである。

すなわち、本実施例においては、実効圧縮比

第2表 エンジン仕様並びに運転条件

No.	方式	サイクル数	1気筒当り シリンダ内容積	膨張比		回転数 rpm	トルク kg-m	入力 kW	熱効率 %
				行程 容積	上死点 下死点				
1	通常	4	4	372.046	5418.5	1000	0.0270	226	
2	本実施例	4	4	372.033	6405.6	1000	0.0200	211	

このとき、いずれの場合も同一の軸出力を得るが、燃料消費量は本実施例による場合が少なく、熱効率で約7%の低減となっている。第6図中縦軸0.73及0.85の点に引いた接線は夫々の吸気管内の圧力の位置を示すものである。1の場合はほぼ下死点より圧縮が始まっているのに対し、2の場合は下死点を過ぎてからゆるやかに圧縮が始まっている。この圧縮中のP-Vの関係がほぼ直線的になった所から直線を延長し（1のカーブの同

特開昭61- 89132 (4)

等の圧力の部分と平行線を引いた。) 吸気管内圧力を示す線との交点を求めるとこの点のシリンダ内容積は307ccとなり、実質的にこの点から圧縮が始まっていると判断される。

この点と上死点の容積比は $307/33.6=9.1$ でこれが実効圧縮比と考えられ、これは1の圧縮比($418.5/46.5=9.0$)と同等である。

これ等の実験に用いたカムの仕様は次の第3表の通りである。

第3表

No.	方式	カム リフト	吸気弁 閉じ始め	吸気弁 閉じ終り	閉じ始め 閉じ終り
1	通常	8.8	BBDC77°	ABDC48°	125°
2	本発明	8.8	BBDC42°	ABDC100°	142°

さて、2における実効圧縮開始時期はシリンダ内容積307ccからクランク角を求めるとABDC70.4°に相当し、この時の吸気弁のリフトは約1.8mm

強い傾向がある。

又、最大トルクよりも部分負荷時の燃費を重視するのであれば上記の対策を盛り込んだ上実効圧縮比を9.5~10とし、全開時の点火時期を幾分遅らせて使うことにより全開時のノッキングを抑えるという使い方も可能である。以上では1000rpmでの実験結果を述べたが回転数が高くなれば実質的に圧縮の始まる点は早まり、実効圧縮比も高くなる。しかし実用上、軽負荷で使用される場合は1000~2000r.p.m.の範囲が多いので低負荷での燃費については1000rpmで代表して考えてよい。

高回転域ではノッキングは発生し難いので実効圧縮比が増加しても問題はない。又、本発明のエンジンは高回転でのトルク並びに最高出力は通常エンジンと同等で、最高速度などは劣ることはない。

しかし本発明の方式にも欠点があり、それは低速全開でのトルクが低下する事である。第7図の曲線1は通常仕様エンジンの全開トルク、曲線

でフルリフトの20%に相当する。

なお通常方式でフルリフトの20%の点は下死点後約20°、シリンダ容積410ccに相当し、第6図ではこの附近の精度はよくないが、大体この点で実質的に圧縮が始まっていると考えてよい。

結局、1000rpmの場合を考えると、圧縮行程中フルリフトの20%に相当するリフトになった時期から圧縮が始まると考え、この点でのシリンダ容積と上死点での容積の比が実効圧縮比となるので、それが燃焼上適切な値即ち8.5~9.5となる様に選ぶのがよい。

但し9.0~9.5程度に選ぶと部分負荷での燃費率はよくなるが全開でノッキングを生じ易い。

その対策として第1図に示す様なガウルリンピストン型のスキッシュ付燃焼室とし、或はスワール等のガス流動を強化して燃焼速度を早め、又、ロングストローク化する等してノッキングに強くすることが必要である。なお、本発明の方式では通常方式の同等の実効圧縮比のものと比較すると、燃焼室がコンパクトになるため若干ノッキングに

2は本方式エンジンの全開トルクを示す。先づ、手動変速機付の車に本方式のエンジンを搭載した場合の効果を述べる。曲線3は、手動変速機付の車で平地を一定速度で走行する場合の運転条件を示す線で点4が60km/hの場合を示す。ここから加速のためアクセルを全開まで踏み込んだ時、通常方式では点5のトルクで加速されるが本方式のエンジンを同じ手動変速機付の車に搭載した場合には点6のトルクしか出せないため加速性が悪化する。これに対し無段階減速機の減速比をやや大きくし、60km/hの走行で点7(これは点4と同一出力線上にある)を用いる様にしておけば全開で踏み込むと点8(点6と同一出力)に運転条件が移り先述の通常方式と同等の加速性となるが、定常走行で点4の代りに点7を用いるので燃費向上効果は少なくなる。

次にC.V.T付の車に本方式のエンジンを搭載した場合の効果を述べる。

C.V.T(無段階変速機)は、自在に変速比が変えられるので、加速時に変速比を大きく(シフト

ダウン)することにより、手動変速機構の余剰トルクを持たなくても加速性の悪化を防ぐことが出来るのが特徴である。

従ってC V Tの運転条件としては第9の如くに設定し、60km/hの走行で点10(点4と同一出力)を用いる様にし、ここから全開加速を行う場合、通常仕様エンジンで踏み込んだ瞬間は点11であるが直ちに変速比を変え点5迄エンジン回転を上昇させる様にすればその後は上述の手動変速機と同等の加速ができる。又、本方式エンジンでも、点10より踏み込んだ点12を経由して点8までエンジン回転を上げれば同等の加速ができる。従って手動変速機で点4を使用する場合より大幅に定常走行での燃費を低減できるわけであるが、又、本方式のエンジンを使用することにより更に一層燃費を低減できる。通常仕様エンジンで点11から点5迄エンジン回転を上げる時間に対し本方式エンジンで点12から点8迄エンジン回転を上げるためにかかる時間が長いことによる加速性の悪化を相うには点10より点13へ移すことでよく、この移

動量は点4と7の間よりずっと小さくすみ、従ってそれによる燃費の悪化も少ない。以上により本方式エンジンは手動変速機に適用するよりC V Tに適用する方が効果的である。

第8図は車速を横軸、エンジン回転を縦軸にとり、この平面上の点から原点に引いた線の勾配が変速比を示し、勾配が急である程ロー側である事を示す。図のOA線はC V Tの最大変速比、OBは最小変速比を示し、この範囲内が使用可能である。

図中1、2、3、4、5の線は夫々のアクセル開度に対する目標エンジン回転を示しており、1は極く僅かな踏み込み、5は全開踏込みで、2、3、4は中間の踏み込みであり、数字が大きい程大きな踏み込みを示している。

走行中は車速とアクセル開度(踏み込み度合)に対応し第8図で与えられるエンジン回転値を目標として、第9図のフローにより駆動軸出力側のブリーに作用する油圧を制御して変速比を変え、エンジン回転が目標に合うように制御する。

従って走行中アクセルを踏み込むと目標回転が上昇し、それに応じてエンジン回転を上昇する方向に変速比が変化(即ちダウンシフト)し、エンジン回転が上昇する。

なお、第7図に関する上記説明で、点8迄エンジン回転を上げると述べたがこれは手動変速機との比較のためその様な表現をしたが実際には全開踏込みでは5000rpm位を目標に変速比を制御することになり点8を超えて更に回転は上昇していく事になる。

次にトルクコンバータ付自動変速機に適用した場合について述べる。

第10図はトルクコンバータの特性曲線でタービンとポンプとの回転速度比 $e = n_2/n_1$ に対して、そのトルク比 $t = T_2/T_1$ 及び効率 $\eta = t \cdot e$ などが示してある。トルク比 t は $e = 0$ の失速点(Stall point)で最大となり速度比が増すに従って減少し、ある速度比でトルク比 $t = 1$ となる【この点をクラッチ点(Clutch Point)という】。それ以上の速度比で

は、ステータ羽根車は一方クラッチにより入力軸と同方向に空転するため $t = 1$ となる(軸受損失などのため実際には $t < 1$)。クラッチ点以下の速度比をコンバータ範囲、それ以上の速度比を離手範囲と呼ぶ。

効率 η は、一般にコンバータ範囲で極大値を持つ放物線状の曲線となり、離手範囲では再び増大するが、実用的には0.95~0.98が最大効率となる(第10図)。比入力トルク $\mu = T_2/n_1^2$ は流体離手と同様速度比 e の増加と共に増減し、クラッチ点を越えると急速に0に近づく。比入力トルクの逆数の平方根 $K = 1/\mu = n_1^2/T_2$ を容量係数(Capacity Factor)またはK Factor)といい、入力トルク一定のときの入力回転速度に比例する。

自動変速機の変速制御機構は、前述のトルクコンバータや補助変速機の摩擦要素などを作用させて、変速を行うため、オイルポンプ、各種の油圧バルブ、油路などを含む油圧制御回路から構成される。

①オイルポンプ 一般にギヤポンプが使用されているが、駆動損失低減のため、ベーン型可変容量ポンプも最近使われている。

②ライン油圧制御 ライン油圧は、摩擦要素、各種の油圧バルブへ供給される油圧制御回路の主要油圧である。この制御系は、油圧を変速機の伝達トルク特性に適した油圧に調整するため、圧力調整バルブなどから構成されている。

③変速信号圧制御 車両の運転状態の信号として、車速、エンジントルクが検出される。車速の検出は、変速機の出力軸に取り付けたガバナにより、遠心力に対応した油圧（ガバナ油圧）を得る。エンジントルクの検出は、エンジンスロットルバルブレバーと機械的に連結して変位するプラグによりスプリングを介して油圧調整バルブ（スロットルバルブ）を作動させる機械式と、エンジン吸気管負圧を導いて、ダイヤフラムによりバルブを作動させる負圧式とがあり、それぞれの変位に対応した油圧（スロットル油圧）を得る。

④変速指令制御 変速には、運転者により、

前進中立、後進とエンジンブレーキ位置を選択する手動変速と、車速とエンジンの負荷状態に応じて自動的に各前進ギヤを選択する自動変速がある。手動変速は、運転席のシフトレバーと機械的に連結するマニュアルバルブにより、自動変速は、スロットル油圧とガバナ油圧で制御されるシフトバルブにより、摩擦要素への油路を切り換えて行われる。第11図にシフトバルブによって設定される自動変速線図の一例である。実線は、低速ギヤから高速ギヤへの変速（アップシフト）線を示し、破線は高速ギヤから低速ギヤへの変速（ダウンシフト）線を示す。

トルクコンバータ付自動変速機で通常50km/h程度の定速走行時のアクセル開度は1/4程度で3速であるが踏み込むと2速に変速する（第11図及び第10図参照）これによりエンジン回転は2速と3速のギヤ比の差1.5倍相当分上昇することになるが、更にエンジントルクの増加が $1.5^n = 2$ 、2.5より大きいと $\mu = T_1/n_1^n$ が増大することになり ϕ が減少（スリップが増加）する為エンジン

回転は更に上昇し第7図の点4から点14に移ることになる。本方式エンジンでは点15から点16に移る。（参考第10図）

又、シフトダウンしない（変速線図が第11図と異なる）場合でもエンジントルクの増大により $\mu = T_1/n_1^n$ がシフトダウンする場合より大きく増加する事になるので通常仕様エンジンで点4から点17に移ることになる。本方式エンジンで点17と同じ加速性能が得られる点は点19となり（点19は点17よりエンジン出力は小さいがエンジントルクが小さい分だけ速度比 ϕ が大きく、従って効率 η が大きいのでトルクコンバータ出力軸の出力は同じである。勿論時段減速比は速度トルクの組合わせが異なる分だけ調整されている前述で議論している）点19に対応する時速前の点は点18であり点15より燃費はよくないが点7並びに通常仕様での点4より燃費がよい。

要するに本方式エンジンが通常方式エンジンに比較して全周トルクで劣っているのは低回転領域でありエンジン回転が上がるに従ってこの差

は少なくなるので、踏み込みと共に自動的にエンジン回転の上昇する様な伝達系を備えていれば、本方式エンジンを使用することによる加速性の低下は少なく、それを補う為の時段減速比の変更も小額ですむので本方式エンジンの効果が大きい。アクセル踏み込みにより車速は衰えなくても自動的にエンジン回転の上昇する伝達装置としては上記の他、自動変速機構と自動式クラッチを備えた変速機、自動式増速駆動装置、自動式補助変速装置などがある。

機械式増速駆動装置は、直結駆動と増速駆動の切り替えを機械装置で行う例である。この機械装置は、通常、加速ペダルの操作によって電気装置を介して自動的に制御される。機械装置は第12図(A)(B)に示すように、遊星歯車装置とワンウェイクラッチ装置、および直結駆動と増速駆動の切り替えを行うためのシフトレール、シフトフォーク、シフトカラー、サンギヤプレートなどで構成されている。ワンウェイクラッチカムとキャリヤは、変速機の主軸とスプラインかん合で一体的

に回転する。以下、作用について説明する。

(a) 直結駆動

(i) 前進時

シフトフォーク、シフトレールでサンギヤをしょう動させ、キャリアとかみあわせる。キャリアと変速機の主軸は、スプラインかん合で一体であるため、サンギヤも主軸と一体となり、直結状態となる。

(ii) 後退時

後退速に変速すると、変速機の操作装置がシフトレールを押し、サンギヤがしょう動し、キャリアにかみあい、前進と同様な直結状態となる。

(b) ワンウェイクラッチ駆動

サンギヤとキャリアがかみあっていない状態では、変速機主軸からの動力はキャリアからは伝達されず、ワンウェイクラッチのローラがカムの頂上に乗り上げ、リングギヤに伝達される。したがって、主軸、サンギヤ、キャリアが同一方向、同一回転数で回転するため、ピニオ

ンギヤはサンギヤの回りを公転するのみで自転作用は生じない。

(c) 増速駆動

設定された車速以上でアクセルペダルを操作すると、ソレノイドボールがサンギヤプレートのみぞにはまり込み、サンギヤが停止する。このため、キャリアが変速機の主軸と同一回転数で回り続けるので、ピニオンギヤはサンギヤの回りを公転すると同時に自転することになり、リングギヤはキャリア、すなわち変速機の主軸より増速される。

このような自動増速駆動装置を用いる場合、その切換位置は第13図の本線の様に設定するのがよい。

また、自動変速機構と自動式クラッチを備えた変速機の例としては次のものがある。

このものは、従来の手動式自動車変速機をほとんどそのまま流用する方式で新規部品が少なく済む。その主要構成部品はエンジンスロットル制御のためのステッピングモータ、クラッチ及びミッ

ション制御のための油圧アクチュエータ及び油圧源、それに電子制御のためのセンサおよびコントロールである。

車両の走行条件（車速・エンジン回転等）と運転手の意志（アクセルペダルの踏み代）によってマイコンにより、変速機、エンジン、及びクラッチを油圧及び電気で制御するシステムである。制御の基本はドライバーの操作をマイコンロボットにやらせることであり、ギヤ操作とクラッチ制御およびこれに必要なエンジン制御に分けられる。

ここで、トランスミッションの制御は、シフトレバーをDレンジ又は3レンジに入れると、コンピュータは早速、アクセルペダルを踏み代と、プログラムされたシフトマップからギヤ段を判別し、現在のギヤ位置と比較し、差異があれば自動的にシフトアップ又はシフトダウンが行われる。これは通常の電子制御式A/Tと本質的には同じやり方である。

(効果)

以上説明してきたように、この発明によれば、

低速全開時、加速性能を損なうことなく、燃費を低減できるという効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

第1図～第9図は、本発明の一実施例を示すものであり、第1図は駆動室形状を示すもの、第2図及び第3図は吸気弁開弁時期を示すグラフ、第4図は無段変速機を示す概略図、第5図及び第6図はP-V線図、第7図はエンジン回転数と軸トルクの関係を示すグラフ、第8図はアクセル開度に対して目標エンジン回転数を与えるグラフ、第9図は無段変速機の制御プログラムを示すフローチャートである。

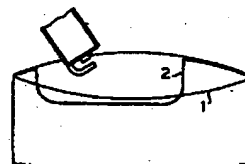
第10図及び第11図は他の実施例を示すもので、第10図は3要素1段階トルクコンバータの特性を示すグラフ、第11図はトルクコンバータ付自動変速機の変速線図である。

第12図(A)(B)及び第13図はさらに他の実施例を示すもので、第12図(A)は増速駆動機械装置の縦断面図、同(B)は同装置の側面断面図、第13図は該装置のギヤ比の設定を与えるグラフであ

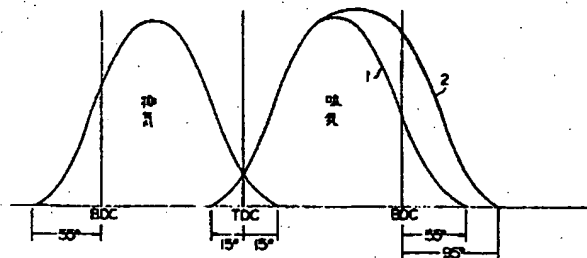
第14図は通常のエンジンの燃費率全性能を示すグラフである。

代理人 井 理 士 有 我 郎 一 郎

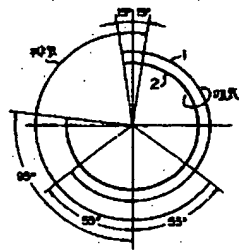
第 1 図



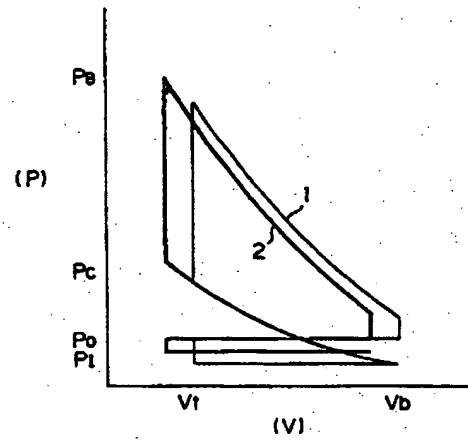
第 2 図



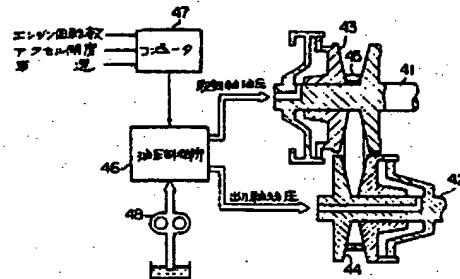
第 3 図



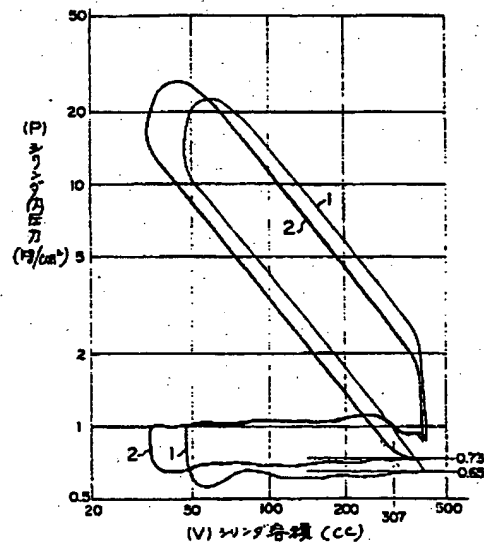
第 5 図



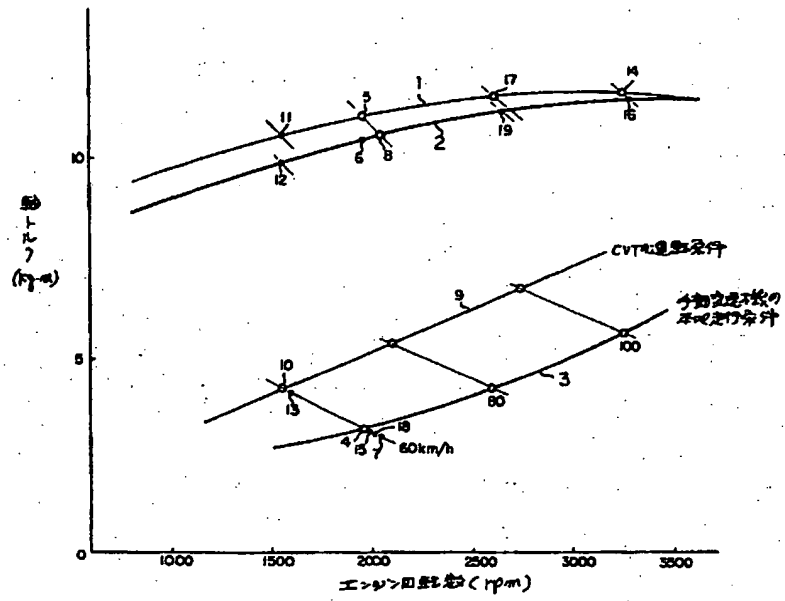
第 4 図



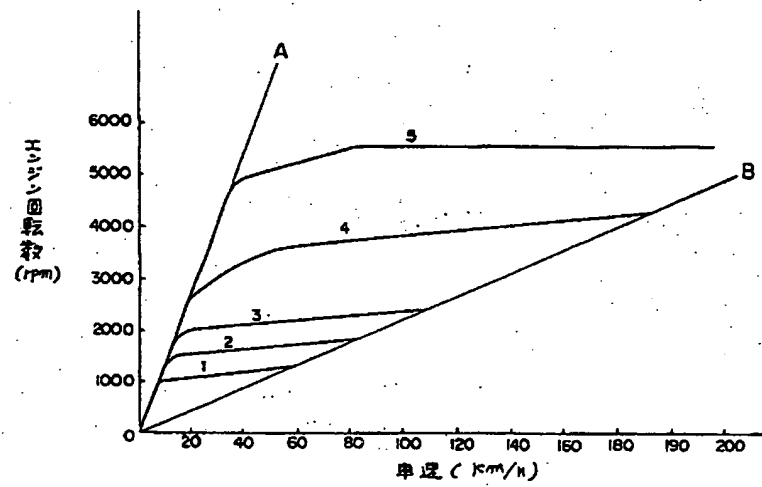
第 6 図



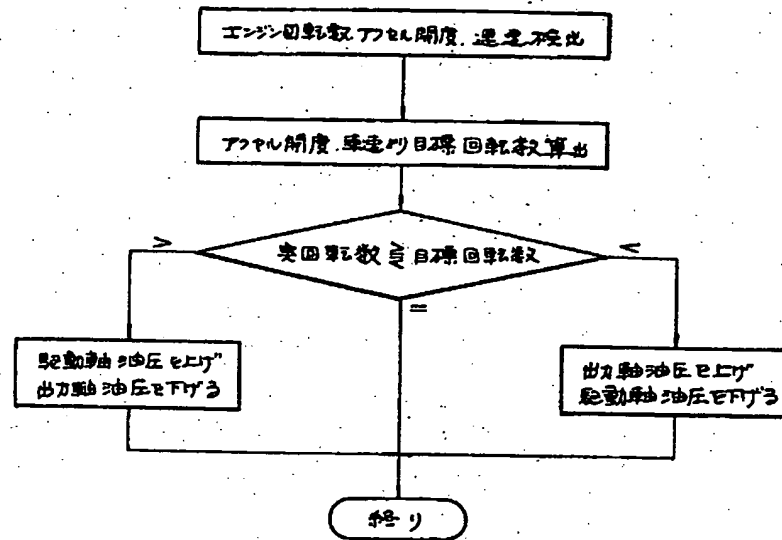
第 7 図



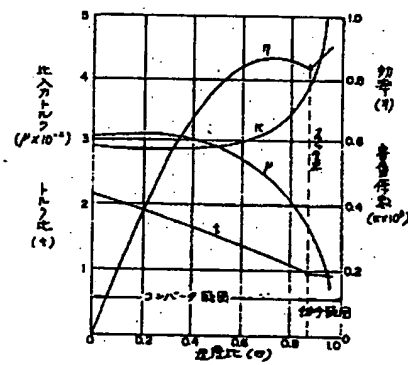
第 8 図



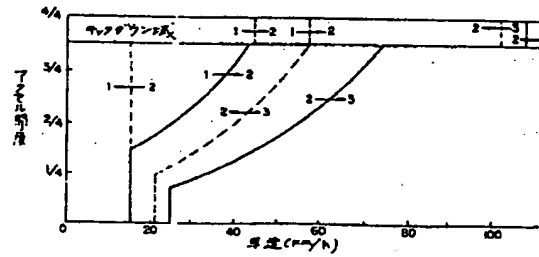
第 9 図



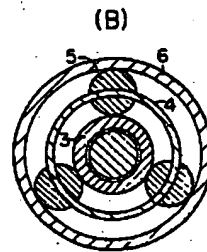
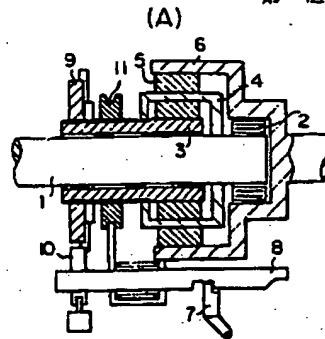
第 10 図



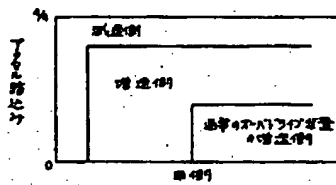
第 11 図



第 12 図



第 13 図



第 14 図

